せん断と引張を受ける高力ボルト継手の
すべり耐力向上のための継手構造詳細に関する数値解析的研究

Numerical Study on Joint Structure Details for Improving Slip Strength of High-Strength Bolted Joints Subjected to Shear and Tension

加藤　創士[*1]　　杉本　悠真[*2]

Soshi KATO[*1]　　Yuma SUGIMOTO[*2]

ABSTRACT　In this study, FEM analysis was conducted using a numerical analysis model that can consider the contact pressure dependence of the friction coefficient between joint surfaces, to verify the validity of the new slip capacity formula and to study the details of joint structures that can be expected to improve the slip strength. The analysis of a small joint flange thickness, in which an enlarged washer was inserted to reduce the contact pressure when the bolt axial force is introduced, resulted in a larger slip strength than that of a large joint flange thickness. The increase in the slip strength was similar to that expected by the new slip resistance equation.

Keywords:高力ボルト，すべり耐力，てこ反力，接触圧
High strength bolts, Slip strength, Prying force, Contact pressure

1. 研究背景および目的

鋼構造物では図１のようにせん断と引張が複合的に作用する高力ボルト継手が多く存在している．この継手構造は，特に柱―梁接合部に設置されるブレース材の継手部や，橋梁の落橋防止構造の接合部など，耐震改修で後付けされる部材にも多く採用されている．耐震改修では既設部材のサイズ制約を受けるため，継手はなるべくコンパクトであることが好ましい．図１に本研究で対象とする継手構造を示す．引張方向の外力を受ける高力ボルト継手は接合面間に図２のようなてこ反力が発生することが知られている[1]．図３にボルト軸方向に引張を受ける高力ボルト継手の荷重－ボルト軸力関係の模式図を示す．縦軸はボルト軸力，横軸はボルト１本当たりの引張力を示しており，図中の曲線がボルト軸力を表している．図３のようにてこ反力はボルトに付加的な軸力を発生させるため，ボルトを早期に降伏させる原因となる．一方で，図３の青色領域で示すように，てこ反力は接合面に発生する接触力であると考えると，せん断と引張が作用する継手において，てこ反力はすべり耐力の減少を和らげる効果があると考えられる．

せん断と引張が作用する高力ボルト継手については，過去にいくつかの研究が行われている．仲と吉本[2]は接触面の角度を変化させたボルト継手の載荷実験を実施しており，てこ反力によるすべり耐力の増分は無視できる程度であると結論付けられている．また，井上ら[3]も鋼材強度と接合面処理を変化させて同様の実験を実施しており，得られた実験結果からはてこ反力によるすべり耐力の増加は読み取れな

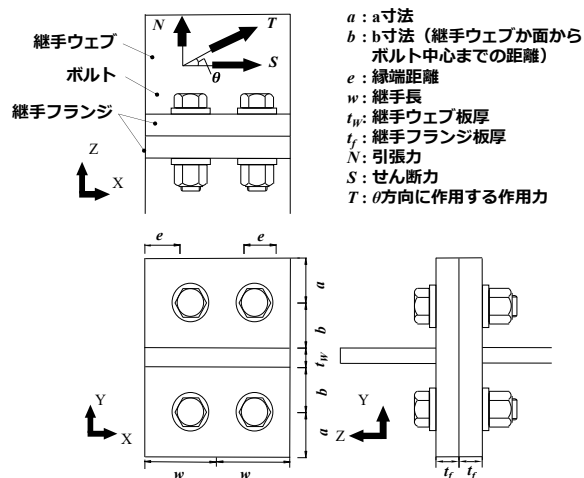



図１　本研究で対象とする継手構造

*1 学士(工学)　岩手大学大学院　総合科学研究科　地域創生専攻
（〒020-8551　岩手県盛岡市上田 4-3-5）
*2 準会員
博士(工学)　岩手大学　理工学部システム創成工学科　社会基盤・環境コース　助教
（〒020-8551　岩手県盛岡市上田 4-3-5）

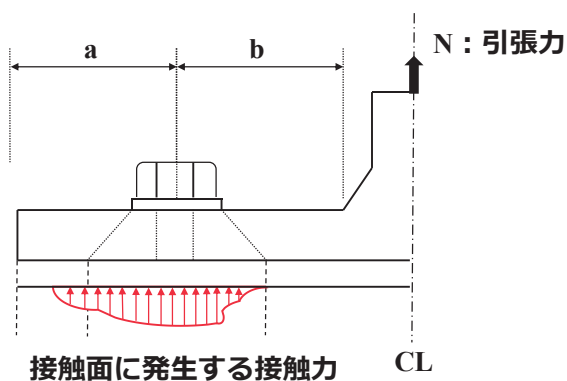



図２　てこ反力と接触力の関係の模式図

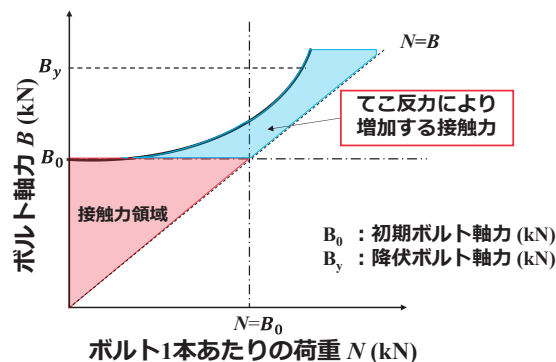



図３　引張を受ける高力ボルト継手における荷重－ボルト軸力関係の模式図

い．ただし，仲と吉本[2]の実験では，ボルト径15.9mm に対して継手フランジ板厚が 25mm と大きく，てこ反力が発生しにくい継手諸元で実験が行われている．井上ら[3]の実験でも，ボルト径 16mm に対して継手フランジ板厚に相当する載荷治具の板厚が約 24mm と大きい．過去にせん断と引張が作用する高力ボルト継手の実験は行われているものの，てこ反力を積極的に発生させることのできる継手諸元ですべり耐力の向上を狙った実験的研究は存在しない．てこ反力がすべり耐力に寄与するという実験的データが不足していることや，安全側の設計となるという理由から道路橋示方書[4]（以下，道示）や鋼構造接合部設計指針[5]をはじめとした現行のせん断と引張が複合的に作用する継手のすべり耐力式にはてこ反力の効果は考慮されていない．

著者らはてこ反力をすべり耐力向上に寄与する接触力成分として考慮することで現行のすべり耐力式を改良し，継手のコンパクト化を試みており，橋梁用高力ボルト引張接合設計指針[1]（以下，JSSC 指針）のてこ反力式と道示のすべり耐力式を組み合わせた新すべり耐力式を提案している[6, 7]．これまでに得られた主な成果として，てこ反力を考慮した新すべり耐力式を使用することで設計すべり耐力が最大で 1.2 倍向上することや，継手フランジ板厚を小さくするほど，図１の外力の作用角度 θ（以下，作用角）が小さい領域で設計すべり耐力が向上することなどを明らかにした．

しかし，てこ反力による設計すべり耐力の向上には継手フランジ板厚の低減が有効という結論が得られた一方で，継手フランジ板厚を小さくするとボルト軸力導入時の接合面間の接触圧が高くなる．この高い接触圧がすべり耐力を低下させることは数多くの研究[8-10]で指摘されているが，この接触圧を低減させることができれば，設計すべり耐力を向上させることができると考えられる．そこで，本研究ではボルト軸力導入時の接触圧の低減を目的に拡大座金を挿入することを検討する．加えて，てこ反力は図２のように継手先端部の接触面間で発生するため，高い接触力が発生する可能性があることから，Y 軸方向の縁端距離 a（以下，a 寸法）と継手ウェブ面からボルト中心までの距離 b（以下，b 寸法）が大きくなると，てこ反力が早期的に発生することが知られており[11]，b寸法もすべり耐力に影響を与えると考えられる．このため，新すべり耐力式の妥当性検証，またてこ反力を有効活用するための継手諸元についても検討が必要である．

そこで本研究では，せん断と引張が複合的に作用する高力ボルト継手を対象に，接合面間の摩擦係数の接触圧依存性を考慮できる数値解析モデルを使用して，著者らの提案した新すべり耐力式の妥当性検証と，設計すべり耐力の向上が期待できる継手構造詳細（b 寸法，a 寸法，拡大座金）についての検討を行った．

2. せん断と引張を受ける高力ボルト継手のてこ反力を考慮した新すべり耐力式とその効果

2.1　新すべり耐力式

ボルト１本あたりのせん断力 F_S，引張力 F_N，およびそれらの合力 F_T を以下の式(1)~(3)で定義する．

$$F_S = S/n \tag{1}$$

$$F_N = N/n \tag{2}$$

$$F_T = T/n = \sqrt{F_N^2 + F_S^2} \tag{3}$$

ここで，

F_N　：　ボルト１本あたりの引張力 (N)

F_S ： ボルト１本あたりのせん断力 (N)
F_T ： F_NとF_Sの合力 (N)
n ： 継手のボルト本数 (本研究では 4)
N ： 図 1 の継手に作用する引張力 (N)
S ： 図 1 の継手に作用するせん断力 (N)
T ： 図 1 の継手における θ 方向の作用力 (N)

道示のせん断と引張を受けるボルト継手の設計すべり耐力式（以下，従来すべり耐力式）を式(4)に示す．

$$P_{slip_I} = \frac{(nB_0\text{-}N)}{nB_0} V_{fyd} \tag{4}$$

ここで，
B_0 ： ボルトの初期導入軸力 (N) (M20: 165000N)
P_{slip_I} ： てこ反力を考慮しないすべり耐力 (N)
V_{fyd} ： ボルト 1 本あたりの摩擦接合としてのすべりに対するせん断力の制限値 (N)

なお，V_{fyd}は式(5)から求められる．

$$V_{fyd} = \xi_1 \cdot \Phi \cdot V_{fk} \cdot m \tag{5}$$

ここで，
m ： 摩擦接合面数，本論文では 1 とする．
V_{fk} ： 1 ボルト 1 摩擦面あたりのすべり強度の特性値 (kN)，本論文では 74kN
Φ ： 抵抗係数，本論文では 1.0 とする．
ξ_1 ： 調査・解析係数，本論文では 1.0 とする．

図 3 の着色部はnB-N領域で接合面間の接触力成分を表している．従来すべり耐力式は図 3 の赤着色部の接触力成分のみがすべりに抵抗すると考えて定式化されている．このためてこ反力成分である青着色部の接触力は従来すべり耐力式に加味されていない．本研究では，青着色部の接触力成分もすべり抵抗に寄与すると考えて設計すべり耐力式の改良を試みた．

任意荷重に対するてこ反力を求めることができる点，てこ反力を精度よく算出できる点などから，式(6), (7)の JSSC 指針のてこ反力の算出式を参考にする．

$B_0 > F_N$のとき

$$R = pB_0 \tag{6}$$

$B_0 \leq F_N$のとき

$$R = pF_N \tag{7}$$

ここで，
p ： てこ反力係数
R ： ボルト 1 本あたりのてこ反力 (N)

なお，てこ反力係数 p の算出方法の詳細については JSSC 指針を参照されたい．

継手に引張力 N が作用するとボルト軸力 B が増加する．JSSC 指針においてボルト軸力 B はてこ反力係数 p を用いて以下の式で表すことができる．

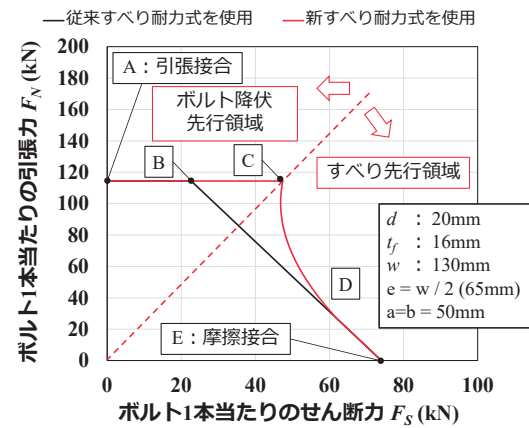



図 4 せん断と引張を受ける高力ボルト継手の相関耐力曲線の一例

$B_0 > F_N$のとき

$$B = B_0(1{+}p) \tag{8}$$

$B_0 \leq F_N$のとき

$$B = F_N(1{+}p) \tag{9}$$

式(4)の設計すべり耐力式に式(6)または式(7)から算出されるてこ反力 R を加えることで，てこ反力の効果を考慮できる設計すべり耐力式（以下，新すべり耐力式）を式(10)，(11)のように表すことができる．

$B_0 > F_N$のとき

$$P_{slip_II} = \frac{(nB_0\text{-}N{+}nR)}{nB_0} V_{fyd} \tag{10}$$

$B_0 \leq F_N$のとき

$$P_{slip_II} = \frac{R}{B_0} V_{fyd} \tag{11}$$

2.2 新すべり耐力式の効果

図 4 にせん断と引張を受ける高力ボルト継手の相関耐力曲線の例を示す．縦軸と横軸はそれぞれボルト 1 本あたりの引張力 F_Nとせん断力 F_Sである．図中の黒線が設計すべり耐力式に式(4)を，赤線が設計すべり耐力式に式(10), (11)を使用した耐力曲線である．また，式(8), (9)から求まるボルト軸力が，M20F10T の降伏ボルト軸力 220kN に到達したときの F_Nを高力ボルトの降伏耐力と定義した．

継手の耐力は 2 つの使用限界モードで決めている．一つは継手のすべり，もう一つはボルト降伏である．相関耐力曲線の CE 区間はすべりにより耐力が決まっており，耐力曲線の AB 区間または AC 区間はボルト降伏により耐力が決まっている．黒線と赤線が重ならない BCD 領域が，新すべり耐力式を採用す

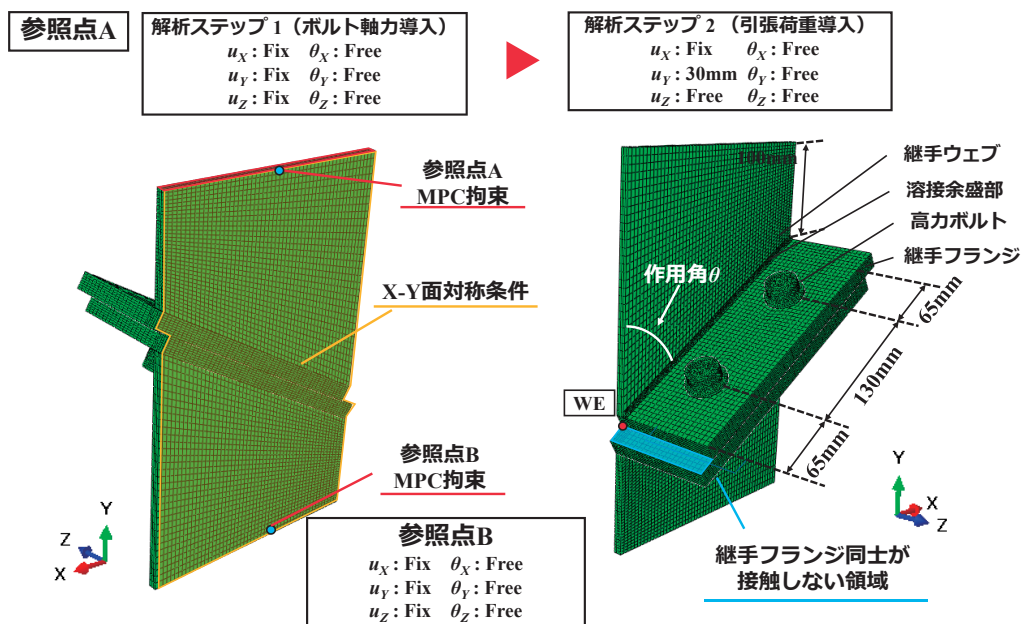



図5　解析モデル（TypeA_60）

ることで設計すべり耐力が向上する領域である．DE 区間は，引張力を受けても継手間に離間が生じず，接合面間にてこ反力が発生しないため，P_{slip_I} と P_{slip_II} が同じ耐力となる．D 点から引張力成分が増加しはじめるとてこ反力が発生し，CD 区間は引張力成分の増加に伴いてこ反力が増加する．その結果，P_{slip_I} と P_{slip_II} の差が大きくなり，C 点で P_{slip_I} と P_{slip_II} の差が最も大きくなる．赤の耐力曲線は C 点ですべり先行モードとボルト降伏先行モードが切り替わる．AC 区間ではボルトの降伏が先行し，CE 区間ではすべりが先行する．

3. FEM 解析

3.1　解析モデル

解析モデルを図 5 に示す．図 5 の解析モデルは t_f=16mm，$a=b=50$mm，$\theta=60^\circ$ である．解析ソルバーは Abaqus2022 使用し，境界非線形を考慮した弾塑性有限変位解析を実施した．

解析モデルは継手ウェブ，継手フランジ，溶接余盛，高力ボルト，座金と一部のケースで拡大座金をモデル化している．解析モデルは境界面に対称条件を与え，継手の 1/2 の範囲をモデル化した．また，継手フランジを継手ウェブに対して作用角 θ だけ傾けて配置することで，せん断と引張が複合的に作用する継手をモデル化した．

偏心荷重が作用しないように，上下の継手ウェブの中心を一致させる方針でモデルを作成した．このため，X 軸方向の継手縁端部で継手フランジ同士が一部接触しない領域が存在するが，この領域は軸力導入時の接触圧やてこ反力発生箇所には影響せず，この非接触領域の違いがすべり耐力に与える影響は殆どないと考えられる．

継手ウェブの Y 方向長さは全てのケースで，継手フランジ表面と継手ウェブ上下端の最小距離が 100mm となるように設定した．継手ウェブと継手フランジの完全溶け込み溶接部の余盛サイズ（以下，s）は 4mm[12]とし，直角二等辺三角形の断面で再現した．高力ボルトのモデル形状はボルトヘッド，ナット，軸部を一体化したモデルとし，軸部は呼び径，ねじ部は JIS のねじ部有効断面積[13]としている．

文献[14]を参考に，継手フランジの面外曲げ変形を再現するために継手フランジ板厚方向は要素分割を 8 分割以上とし，継手フランジ幅は $w/2$ を 15 分割程度とする方針で，要素辺のサイズは一辺 5mm を基本とした．継手ウェブの要素サイズは一辺 5mm を基本とし，板厚方向に 3 分割している．また，高力ボルトと拡大座金は 2mm，溶接余盛は 1mm で要素サイズを設定し，Abaqus の自動メッシュ機能を用いて要素分割を行った．要素は全て 8 節点低減積分ソリッド要素としている．また，要素サイズを 5mm 未満とした FEM 解析を行い，継手の変形，ボルト軸力増分，各種耐力が変動しないことを確認している．

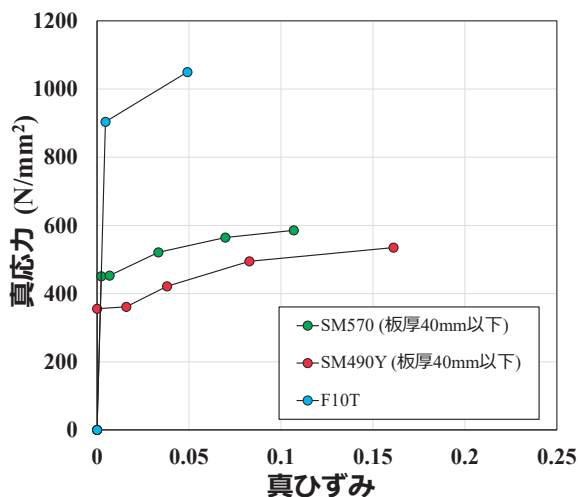
解析に使用する材料の応力ひずみ曲線と機械的性質を図 6 に示す．継手フランジと拡大座金の応力－ひずみ曲線は降伏棚を考慮したマルチリニア型の応

	弾性係数 GPa	ポアソン比	降伏点 MPa	引張強さ MPa
SM570	200	0.3	451.0	585.7
SM490Y			355.6	535.1
F10T			904.0	1050.0

図６　材料の応力ひずみ曲線と機械的性質

力ひずみ曲線[15]を適用した．高力ボルトは公称ひずみが 0.05 のときに JIS の引張強さの最小値（公称値）である 1000MPa に到達すると仮定し，それを真ひずみと真応力に変換したバイリニア型の応力ひずみ曲線を採用した．また，継手ウェブはヤング率 200GPa，ポアソン比 0.3 の弾性体としている．

解析ステップはボルト軸力導入段階と引張荷重導入段階の２段階とした．初めに M20F10T の設計ボルト軸力である 165kN を文献[16]の締結力モデルにより導入し，引張荷重導入段階で Abaqus の機能である「カレントの長さを固定」を指定した[14]．引張荷重は図５の参照点 A に Y 方向の強制変位 30mm を与えることで再現した．

本研究では接合面に平行な方向のすべりを再現するため，参照点 A, B の境界条件はピン支点とした．また，参照点と継手ウェブ端面間を多点拘束（MPC 拘束）により結合し，継手ウェブ面の全自由度を拘束している．

部材同士の接触条件について，継手ウェブ－継手フランジ間，溶接余盛－継手ウェブおよび継手フランジ間は節点共有で拘束した．

文献[8]では，高力ボルト継手の接触面をアルミ溶射とした場合の摩擦係数 μ と接触圧 σ_c の関係を次式で定式化している．

$$\mu = 4.54 \times 10^{-6}{\sigma_c}^2 - 3.38 \times 10^{-3}\sigma_c + 1.16 \tag{12}$$

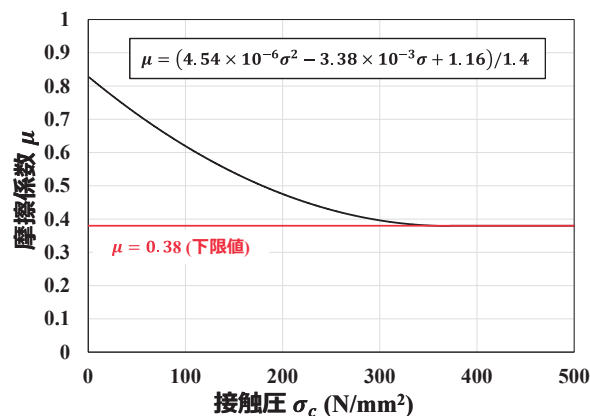
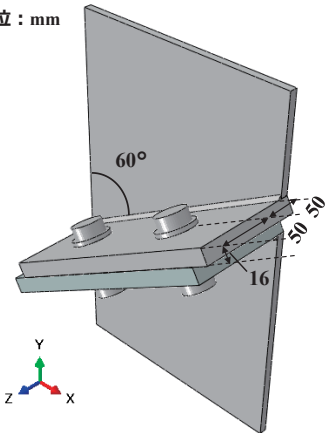
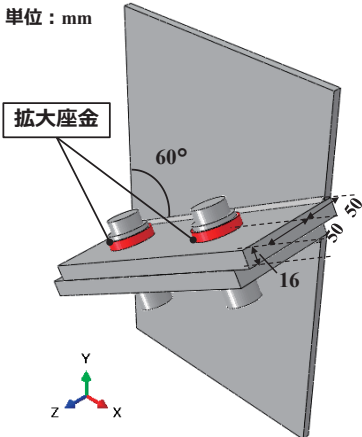
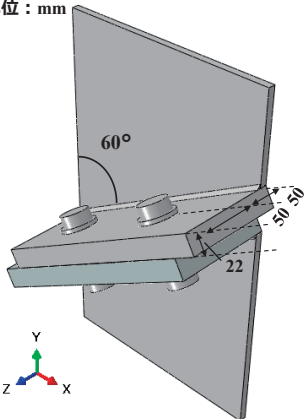
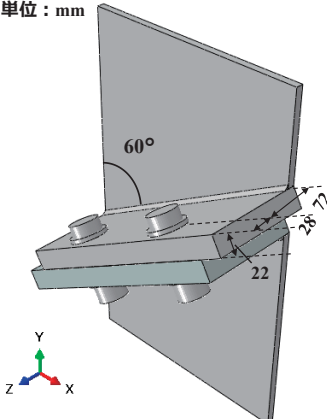
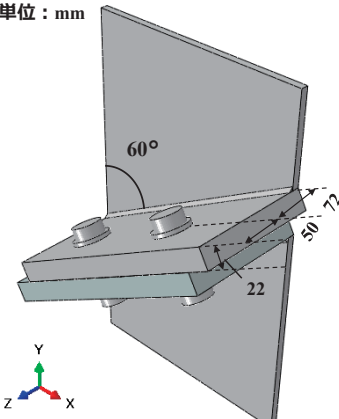



図７　摩擦係数 μ と接触圧 σ_c の関係

文献[9]では，無機ジンク接合面の接触圧依存性を考慮した摩擦係数を，実験値に近い値をとるように式(12)の右辺を 1.4 で除すことで定式化している．本研究でもこの摩擦モデルを継手フランジ接合面と拡大座金―継手フランジ間に与えた．

$$\mu = (4.54 \times 10^{-6}{\sigma_c}^2 - 3.38 \times 10^{-3}\sigma_c + 1.16)/1.4 \tag{13}$$

本解析で与えた摩擦係数 μ と接触圧 σ_c の関係を図７に示す．座金―ボルト間，ボルト軸部―継手フランジ間，ボルト軸部―拡大座金間の摩擦係数は十分に小さい値として 0.01 で一定とした．また，継手フランジ接合面は上側のフランジをメイン，下側をセカンダリとした．座金と継手フランジ接触面はフランジ側をメイン，座金側をセカンダリに設定している．

3.2　解析ケース

作用角以外に変化させた解析パラメータを表１に示す．継手タイプは継手フランジ板厚，b 寸法，a 寸法，拡大座金の有無を変化させた合計５つである．

Type A, C は提案した新すべり耐力式の妥当性検証を目的に設定したケースで，Type A, C ともに a 寸法，b 寸法は JSSC 指針の適用範囲を参考に 50mm で一定とした．１章で示した既往研究ではボルト径約 16mm, 継手フランジ板厚 25mm の継手諸元でてこ反力の効果がみられない．そこで，本研究ではてこ反力の効果を確認するために継手フランジ板厚を既往研究の t_f / d (25mm / 16mm = 1.56) よりも小さくする方針で，ボルト径よりも小さいもの（Type A: t_f=16mm）と大きいもの（Type C: t_f=22mm）とした．式(10), (11) の新すべり耐力式からの予測では，Type A の設計すべり耐力は Type C の設計すべり耐力よりも作用角が小さい範囲で大きくなる．

Type B は Type A に拡大座金を付与したケースである．拡大座金はてこ反力発生の要因となる継手フランジの面外曲げ剛性を低く保ちつつ，ボルト軸力導

表１　解析で用いる継手諸元（60°　ケース）

入時の接触圧を低下させる目的で挿入している．付録に示すように，ボルト軸力導入時における接合面の接触圧分布が継手フランジ板厚 22mm と同じになるように，図８のように拡大座金は厚さ 9mm，外径 45mm，内径は座金の内径と同じ大きさで設定した．

また，a 寸法と b 寸法がすべり耐力に与える影響を確認するために，Type D は Type C から a 寸法と b 寸法を変化させている．後述の純引張継手（90°　ケース）の継手耐力が Type A と Type D でほとんど同じ値となるように，Type D の b 寸法を決定した．また，Type A, Type B の a 寸法と b 寸法の和が同じ(100mm)となるように a 寸法は 28mm とした． Type E は Type D の a 寸法 28mm を Type A, Type B と同じ 50mm に変更している．

変化させる作用角 θ は図９の継手フランジ板厚 16mm と継手フランジ板厚 22mm の相関耐力曲線より以下のように決定し，合計 35 の解析ケースを設定した．

- 30°　：t_f=16mm，t_f=22mm ともにてこ反力が発生せず，P_{slip_I} と P_{slip_II} に差がみられない角度
- 50°，60°　：t_f=16mm，t_f=22mm ともにすべりが先行し，t_f=16mmn の方が設計すべり耐力が大きい角度
- 70°，75°　：t_f=16mm はボルト降伏（もしくは継手フランジ降伏）が先行し，t_f=22mm はすべりが先行する角度
- 80°，90°　：t_f=16mm，t_f=22mm ともにボルト降伏（もしくは継手フランジ降伏）が先行する角度

また上記で示したケースのほかに，Type A, TypeC のすべりが先行するケースにおいて接合面の接触接線方向を等方性クーロン則により弾性すべりが生じるように設定し，静摩擦係数 0.45 を与えたケースを別途検討した．解析ケース名は表１の継手

(a) 平面図　　(b) 通常座金と拡大座金の断面図

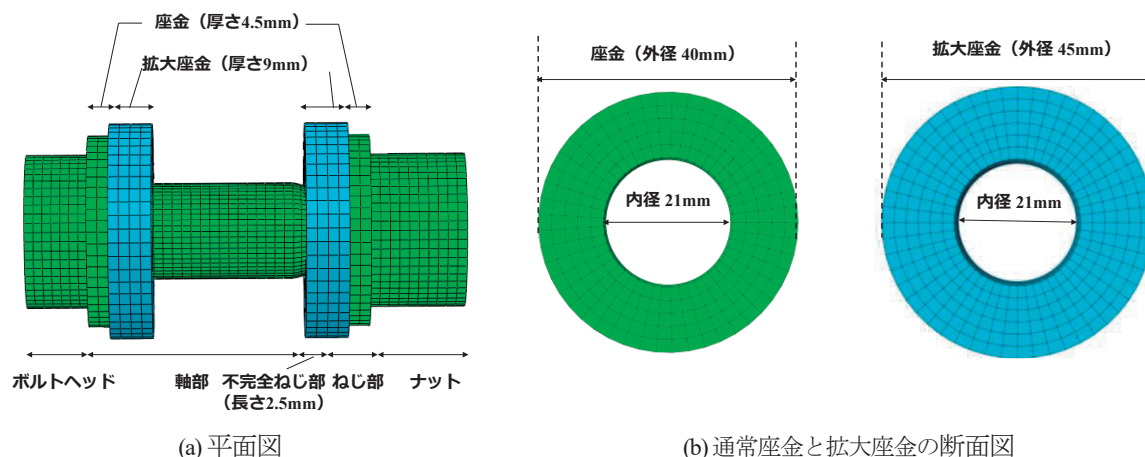



図８　高力ボルトのモデル化（拡大座金モデル）

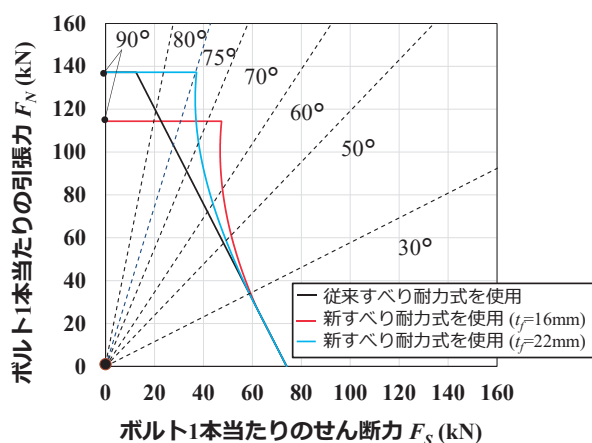



図９　新すべり耐力式から求まる t_f=16mm, 22mm の相関耐荷力曲線と解析で変化させる作用角

タイプの後に作用力角度を表記する．例えば，継手タイプが Type A で作用力角度が 50°の場合の解析ケース名は「Type A_50」である．接合面に静摩擦係数 0.45 を与えるケースの名前は継手タイプの後に N を表記する．例えば，継手タイプが Type A で作用力角度が 30°の場合は「Type A_N_30」である．

3.3　各種継手耐力の定義

FEM から決まる耐力は図 5 中の参照点 B に発生する y 方向の軸方向力をボルト本数で除した F_Tに相当する値で表記しており，以降の荷重や耐力は全て F_T で評価する．

本研究は文献[17]を参考に，すべり発生を接合面に対して平行な方向の図 5 の WE 点の相対変位（以下，相対変位）が 0.2mm に到達したときで定義し，そのときの荷重をすべり耐力とした．

ボルトの降伏耐力はボルト軸力が M20F10T の降伏ボルト軸力である 220kN に到達したときの荷重で定義した．

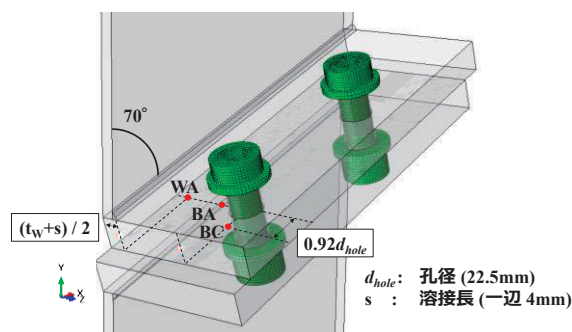



図 10　継手フランジの降伏評価位置（Type C_70）

継手フランジ降伏耐力は文献[18]を参考に，図 10 のいずれかの要素節点位置における Mises 応力が降伏応力(451MPa)に到達したときの荷重で定義した．なお，試設計による相関耐力曲線では継手フランジ降伏耐力は考慮していない．これは JSSC 指針の継手フランジ降伏耐力式がかなり安全側の設定となっており[18]，実験の結果との比較において課題が残されているためである．このため，試設計の相関耐力曲線の使用限界モードはボルト降伏とすべりのみに着目している．

4.　解析結果

4.1　継手耐力

表 2 に各ケースの継手耐力と使用限界モードを示す．継手耐力はボルト 1 本あたりの作用力で表記しており，これ以降の継手耐力はすべてボルト 1 本あたりで評価する．使用限界モードは，ボルト降伏耐力，継手フランジ降伏耐力，すべり耐力のうち最も小さい耐力で決定し，「ボルト降伏」，「継手フラン

表2　各ケースの継手耐力と使用限界モード

ケース名	降伏耐力（kN）		継手フランジ降伏位置	すべり耐力（kN）	使用限界モード
	ボルト	継手フランジ			
Type A_30	-	169.9	BC	77.2	すべり
Type A_50	-	147.3	WA	88.5	すべり
Type A_60	154.3	135.9	WA	107.0	すべり
Type A_70	132.8	122.5	WA	145.9	継手フランジ降伏
Type A_75	128.7	120.3	WA	154.5	継手フランジ降伏
Type A_80	125.9	118.8	WA	-	継手フランジ降伏
Type A_90	124.4	104.1	WA	-	継手フランジ降伏
Type B_30	-	181.8	WA	86.0	すべり
Type B_50	-	143.4	WA	98.6	すべり
Type B_60	183.0	133.0	WA	120.0	すべり
Type B_70	135.5	125.9	WA	162.3	継手フランジ降伏
Type B_75	131.5	123.9	WA	-	継手フランジ降伏
Type B_80	128.8	122.3	WA	-	継手フランジ降伏
Type B_90	126.4	114.4	WA	-	継手フランジ降伏
Type C_30	-	174.2	BC	85.3	すべり
Type C_50	-	204.7	WA	95.5	すべり
Type C_60	230.7	201.6	WA	109.8	すべり
Type C_70	161.9	201.7	WA	144.9	すべり
Type C_75	155.1	196.4	WA	171.0	ボルト降伏
Type C_80	151.9	194.5	WA	194.7	ボルト降伏
Type C_90	150.3	182.5	WA	-	ボルト降伏
Type D_30	-	-	-	85.9	すべり
Type D_50	-	203.2	WD	98.6	すべり
Type D_60	125.8	189.9	BA	115.7	すべり
Type D_70	114.1	176.3	BA	145.7	ボルト降伏
Type D_75	110.6	145.8	WA	-	ボルト降伏
Type D_80	108.2	142.6	WA	-	ボルト降伏
Type D_90	106.8	131.1	WA	-	ボルト降伏
Type E_30	-	176.2	BC	86.8	すべり
Type E_50	-	187.2	WA	102.1	すべり
Type E_60	148.0	178.0	WA	128.2	すべり
Type E_70	132.8	163.5	WA	162.6	ボルト降伏
Type E_75	128.8	163.7	WA	174.0	ボルト降伏
Type E_80	126.0	160.5	WA	-	ボルト降伏
Type E_90	125.0	143.4	WA	-	ボルト降伏

※使用限界モードに到達しなかったものは「-」で表記している．

ジ降伏」，「すべり」の3種類で表記している．

継手フランジ板厚 16mm の Type A，Type B では 30°から60°ですべりが先行し，70°から90°で継手フランジ降伏が先行する結果となった．また，各作用角における使用限界モードはType AとType Bで一致した．Type AとType Bのすべり先行時におけるすべり耐力を比較すると，すべての作用角でType Bのすべり耐力がType Aを上回った．これは拡大座金を挿入することで，Type Bのボルト軸力導入後の接触圧がType Aよりも全体的に低くなったことが影響

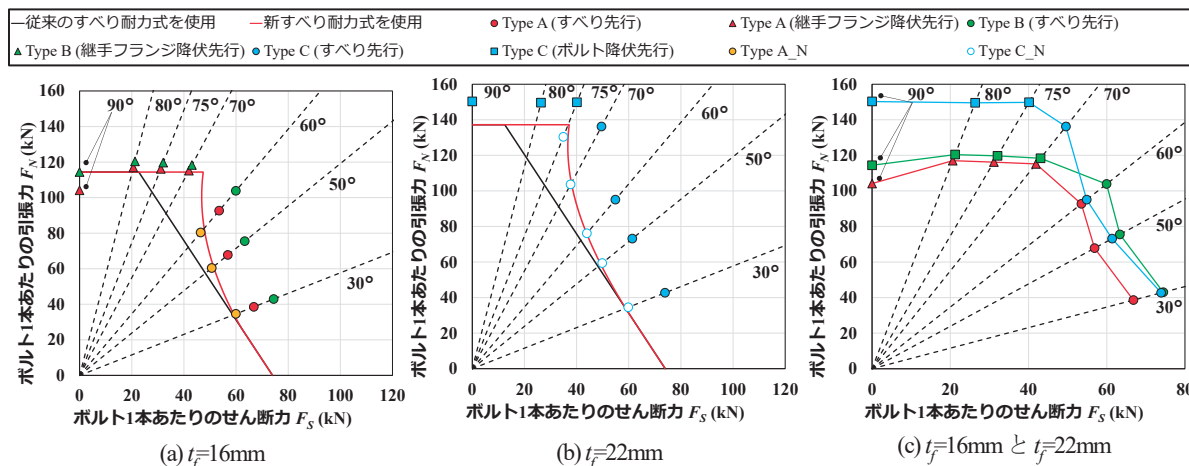



図 11　試設計結果と解析結果の相関耐力曲線

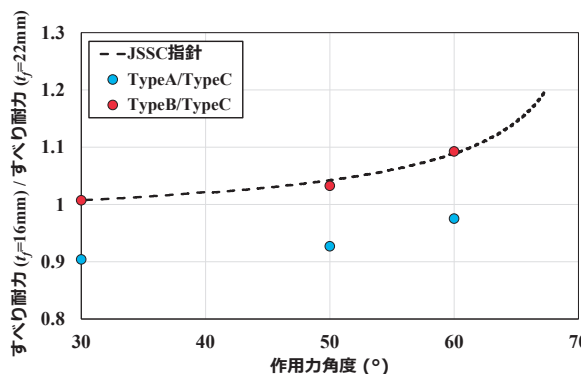
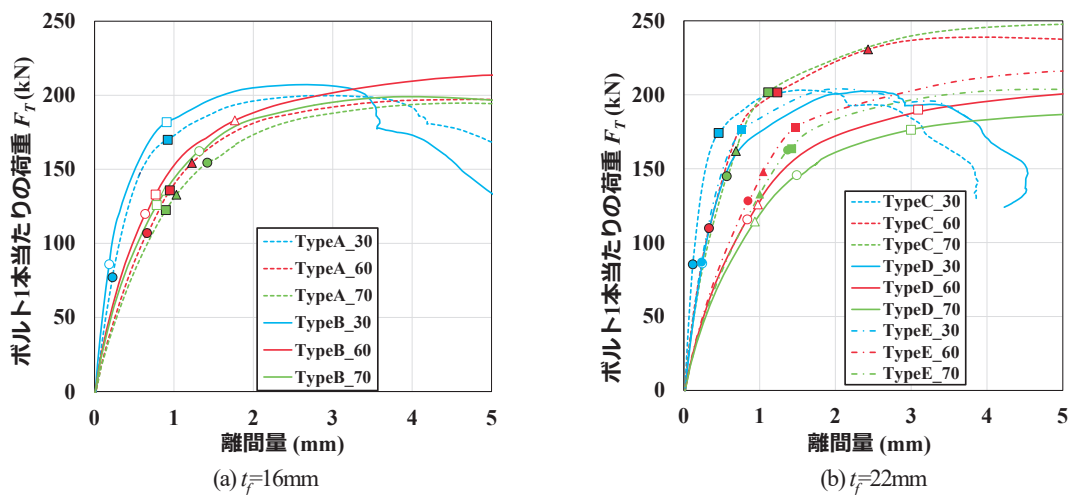



図 12　t_f=16mm，t_f=22mm のすべり耐力の比較

している．

継手フランジ板厚が 22mm のケースでは Type C で 30°から 70°ですべりが先行し，75°から 90°でボルト降伏が先行する．また，Type D, Type E では 30°から 60°ですべりが先行，70°から 90°でボルト降伏が先行する結果となった．Type C, Type D, Type E のすべり先行時におけるすべり耐力を比較すると，30°ケースではすべり耐力にほとんど違いはみられなかった．これは30°ケースのすべり時にてこ反力が発生しておらず，摩擦接合継手と似た継手挙動となっているためと考えられる．4.3 節のボルト軸力挙動からも，これらのケースでてこ反力が発生していないことが推察できる．また，作用角60°までは Type D, Type E のすべり耐力が Type C と比較して大きい．これは Type D, E の b 寸法が Type C よりも大きく，てこ反力が発生しやすいため，結果としてすべり耐力が大きくなったと考えられる．70°ケースに着目すると，Type C のみがすべり先行となり，他 2 ケースではボルト降伏先行となった．これは Type D, Type E で発生するてこ反力が Type C よりも大きく，早期にボルトが降伏軸力に到達したためである．

図 11 に 2.5 節で示した試設計によるせん断と引張の相関耐力曲線と Type A, Type B, Type C の解析結果の比較を示す．解析における継手耐力はすべり耐力，ボルト降伏耐力，継手フランジ降伏耐力の中で最も小さい荷重で定義した．図 11 (a), (b)より，使用限界モードがすべりとなるケースに着目すると，FEM 解析結果からもてこ反力の効果によるすべり耐力の向上が確認でき，Type A_N, Type C_N では試設計の P_{slip_II} と同程度の値を示した．このことから，著者らの提案したてこ反力を考慮した新すべり耐力式はクーロン摩擦則に従う接合面においては妥当なすべり耐力が得られるといえる．しかし，接合面に接触圧を考慮できる摩擦係数を与えた Type A, Type B, Type C では解析が試設計の P_{slip_II} を上回る結果となった．これは文献[9]で報告されているように，式(13)を用いた F10T 試験体の解析結果におけるすべり係数が 0.45 より大きいためで，これにより解析結果が設計値を上回ったと考える．

図 11 (c)の使用限界モードがすべりである 30°から 60°に着目すると，Type A のすべり耐力が Type C を下回り，新すべり耐力式と異なる傾向を示した．これは継手フランジ板厚が小さいと，ボルト軸力導入時の接触面に発生する接触圧が大きくなり，接触面の摩擦係数が減少するためである．これより，継手フランジ板厚を小さくした継手のすべり耐力は，てこ反力増加によるすべり耐力の上昇よりもボルト軸力導入時の接触圧増加による摩擦係数の減少が大きく影響することがわかった．対して，拡大座金を挿入し，ボルト軸力導入時の接触圧を Type C と同程度にした Type B では，Type C のすべり耐力を上回る．

(a) t_f=16mm

(b) t_f=22mm

図 13　作用力―離間関係

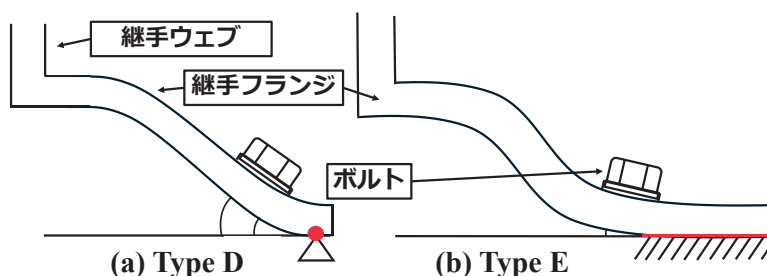



図 14　a 寸法の違いにより剛性差が出る要因

図 12 に t_f=16mm，t_f=22mm のすべり耐力の比較を示す．縦軸は t_f=16mm のすべり耐力を t_f=22mm のすべり耐力で除した無次元量（以下，すべり耐力比），横軸は作用角を表している．点線は新すべり耐力式を使用した設計すべり耐力比の計算結果を示している．プロットは表 2 の使用限界モードがすべりとなるケースのすべり耐力比を表している．

図 12 より，Type A / Type C の結果は 1 を下回り，新すべり耐力式との誤差は大きい．一方で，Type B / Type C の結果は新すべり耐力式とほぼ一致した．ボルト軸力導入時の接触圧を同程度にするための拡大座金を挿入することで，解析のすべり耐力比は新すべり耐力式で予測された設計すべり耐力比と同程度となった．

継手フランジ降伏が先行する Type A, Type B に着目すると，図 10 で最も早期に降伏する要素節点は WA 位置となった．このことから，せん断と引張を受ける継手においても，文献[18]の引張接合の継手フランジ降伏先行箇所の傾向は一致していることがわかった．

4.2　作用力―離間関係

図 13 に作用力―離間関係を示す．縦軸はボルト 1 本あたりの作用力 F_T としている．離間量は図 5 の WE 位置で接合面に対して法線方向の継手フランジ間離間量を取得しており，すべり時を「●」，ボルト降伏時を「▲」，継手フランジ降伏時を「■」プロットで表している．また，すべり時までの荷重－離間量曲線の傾きを初期剛性とする．

図 13 (a)に 30°，60°，70° ケースの Type A と Type B の比較を示す．図 13 (a)みると，全継手タイプで作用角 θ が小さくなると初期剛性が高くなる．これは作用角 θ が小さくなると作用力 F_T 中の引張力成分 F_N が小さくなり，継手フランジ面外曲げ変形が小さくなるためである．また，Type A と Type B を比較すると，全ケースで Type B の初期剛性がわずかに Type A を上回る．これは 4.1 節で示したように拡大座金により，継手フランジの面外曲げ変形が抑えられ，継手フランジの曲げ剛性が若干上昇したためである．

図 13 (b)に 30°，60°，70° ケースの Type C, Type D, Type E の比較を示す．図 13 (b)より，Type C の初期剛

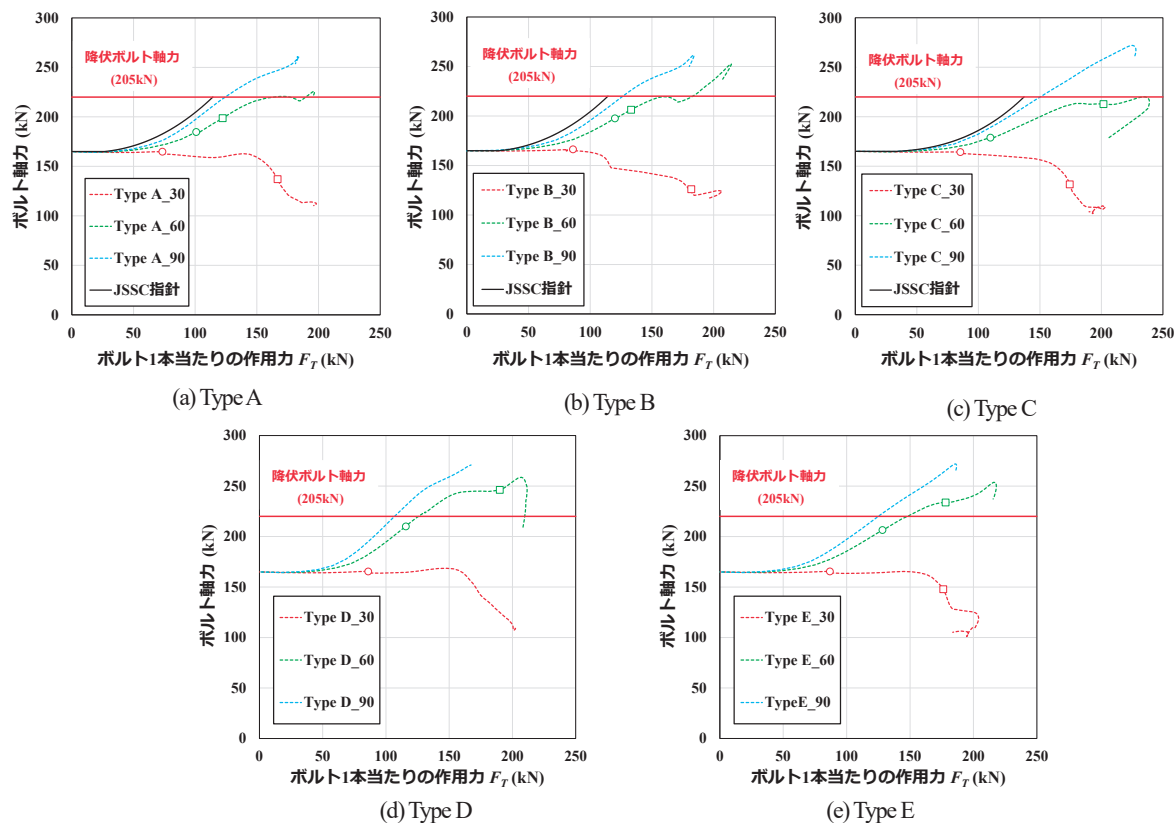



図 15　ボルト軸力－作用力関係

性が他 2 ケースと比較して高い．これは，Type C の b 寸法が他 2 ケースより小さいためで，一般的な引張接合継手の挙動と一致する．Type D, Type E を比較すると，特に作用角が大きいケースで a 寸法の大きい Type E の剛性が Type D よりも高くなる傾向にある．これは図 14 (a)のように，a 寸法が小さいと継手先端部が単純支持支点に近い境界条件となるのに対し，a 寸法が大きいと固定端に近い境界条件となることが影響している．図 14 (b)のように，継手先端部が固定端に近い境界条件となると，ボルト位置における継手フランジの面外曲げに対する回転角が小さくなり，Type E でわずかに初期剛性が高くなったと考えられる．

4.3　ボルト軸力

図 15 にボルト軸力―作用力関係を示す．図の横線は M20F10T ボルトの降伏軸力(220kN)を表しており図中には JSSC 指針のボルト軸力推定式（式(8),(9)）から得られた曲線も示している．

全継手タイプの 30°ケースで明確なボルト軸力の上昇がみられなかった．このことから，30°ケースでは全継手タイプで，てこ反力が発生しなかったといえる．したがって 4.1 節で示したように Type C, Type D，Type E の 30°ケースですべり耐力に差がみられなかったのは，てこ反力が発生しなかったためだと考えられる．

60°ケースでは全継手タイプですべり時より前にボルト軸力の上昇がみられる．これより，全継手タイプの 60°ケースでてこ反力が発生していることがわかる．また，Type C, Type D, Type E に着目すると，Type D, Type E のボルト軸力の上昇量が Type C よりも大きい．これは Type D, Type E の b 寸法が Type C よりも大きく，てこ反力が発生しやすいためだと考えられる．

a 寸法と b 寸法が JSSC 指針の適用範囲である 50mm の Type A, B, C の 90°ケースで JSSC 指針と解析結果を比較すると，解析結果の降伏ボルト軸力時の F_Tが JSSC 指針よりも約 10%大きくなった．これは座金―継手フランジ間の境界条件の違いによるものである．JSSC 指針では FEM の回帰分析により，てこ反力係数を定式化しているが，座金―継手フランジ間とボルト―座金間を節点共有[19]している．一方で，本解析では継手のすべり耐力を出力する目的から，座金―継手フランジ間，ボルト―座金間に有限すべりを再現できる接触条件を与えている．そのため，継手フランジに面外曲げ変形が生じると，ボルトが継手フランジ端部方向へ移動し，ボルトの

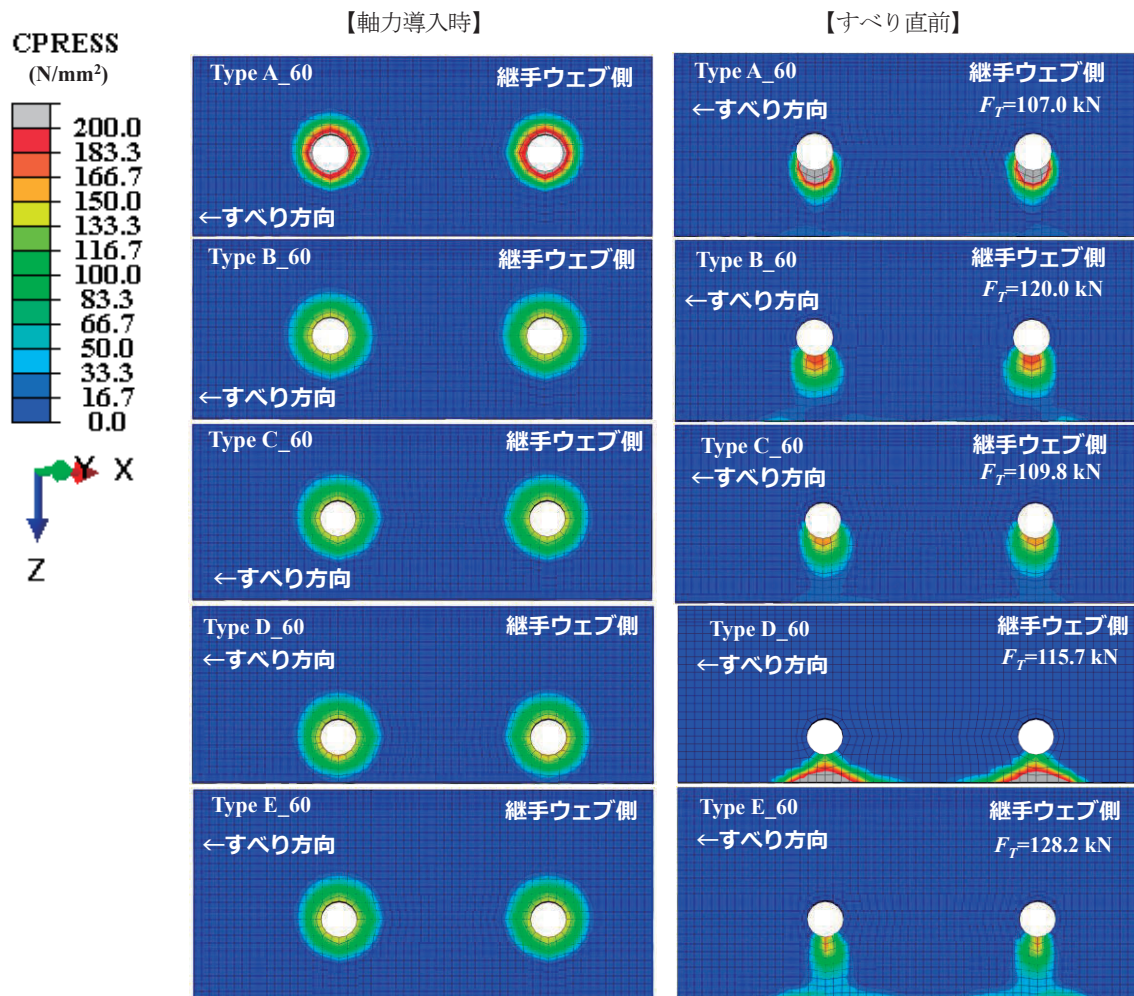



図 16　継手フランジ間の接触圧コンターの例（変形倍率 1.0 倍）

伸び量が小さくなり，本解析モデルのボルト軸力がJSSC 指針に比べてわずかに増加しにくい結果が得られたと考えられる．これは，ボルト径に対して継手フランジ板厚が小さい継手で見られる現象であることが文献[14]でも示されている．

4.4　接触圧分布

60°　ケースのボルト軸力導入時とすべり直前時の接触圧コンター図を図 16 に示す．60°　ケースはType A から Type E のすべての継手タイプで，使用限界モードがすべりかつすべり発生時にてこ反力が発生している．ボルト軸力導入時は，全ケースで接触圧はボルト孔近傍から同心円状に分布している．一方すべり直前には，継手ウェブ位置が離間するため，ボルト孔近傍より継手フランジ端部側に接触圧が分布している．このように接触圧の分布からもせん断と引張を受ける本継手で，てこ反力が発生していることがわかる．

Type A_60, Type B_60 を比較すると，ボルト軸力導入時の接触圧分布は Type A の方で領域が小さく，かつ接触圧の大きさは Type B と比較して大きい．また，すべり直前時でも同様に，ボルト孔周辺で Type A の接触圧が Type B の接触圧よりも高いことがわかる．これにより，拡大座金を入れることで，すべり直前時の接触圧が低くなり，接触面の摩擦係数の減少を抑えることができ，4.1 節で示したすべり耐力の上昇が起こる．

Type D_60 と Type E_60 のすべり直前時接触圧コンターを比較すると，Type D_60 では継手フランジ端部に接触圧が集中し，高い接触圧が生じているのに対し，Type E_60 では接触圧の最大値は小さい．これは a 寸法の違いで，継手フランジ端部の接触圧分布領域に違いが生じた影響と考えられる．このことから，a 寸法はある程度の大きさがないと，てこ反力作用位置の接触圧が大きくなり，接触面間に発生

する摩擦係数が低下し，結果としてすべり耐力も低下する．

4.5　継手のコンパクト化に有効な継手諸元

軸力導入時の接触圧低減を目的として拡大座金を挿入したType B，てこ反力を早期的に発生させることですべり耐力の向上が期待できるType D, Type E，これらの継手の継手耐力は基本タイプであるType A, Type Cの継手耐力よりも大きくなった．これらの結果をもとに継手耐力向上に有効な継手諸元について検討する．

Type A, Type Dの純引張継手（90°ケース）で継手耐力がほとんど同じであることから，Type BとType Dの継手耐力を比較する．表2よりすべり時（30°から60°）では両継手タイプですべり耐力が同程度であったが，70°以降のケースではType Bの継手耐力がType Dのそれよりも上回った．これよりてこ反力によるすべり耐力の向上には，b寸法を大きくするよりも，接触圧低減のために拡大座金を挿入する方が効果的であることがわかった．このことから，本研究で目的としている「継手のコンパクト化」には継手フランジ板厚を小さくし，ボルト軸力導入時の接触圧低減を目的として拡大座金を挿入することが有効である．

5.　まとめ

せん断と引張を受ける高力ボルト接合部において，てこ反力と設計すべり耐力の現行指針式を組み合わせることで，てこ反力の寄与により，設計すべり耐力の向上を見込むことができる新すべり耐力式を提案した．本研究ではこの新すべり耐力式の妥当性を検証する目的で，接触圧依存により摩擦係数が変化する接触モデルを考慮したFEM解析を実施した．加えて，すべり耐力向上に効果的な継手構造詳細を解明する目的で，FEM解析では継手フランジ板厚，a寸法，b寸法，拡大座金の有無，作用角θをパラメトリックに変化させた検討を行った．以下に本論文で得られた主な結論を示す．

1）せん断と引張を受ける高力ボルト接合部において，てこ反力をすべり抵抗に寄与する成分と考えた新すべり耐力式を提案した．提案した新すべり耐力式は，クーロン摩擦則に従う接合面においてはよい精度ですべり耐力を推定できる．一方で，無機ジンク接合面のような接触圧に依存して摩擦係数が変動する接合面においては，新すべり耐力式とFEMに差異が生じる．ただし，本研究で検討したパラメータ範囲では，設計値がFEMのすべり耐力を上回ることはなく，安全側のすべり耐力評価となった．

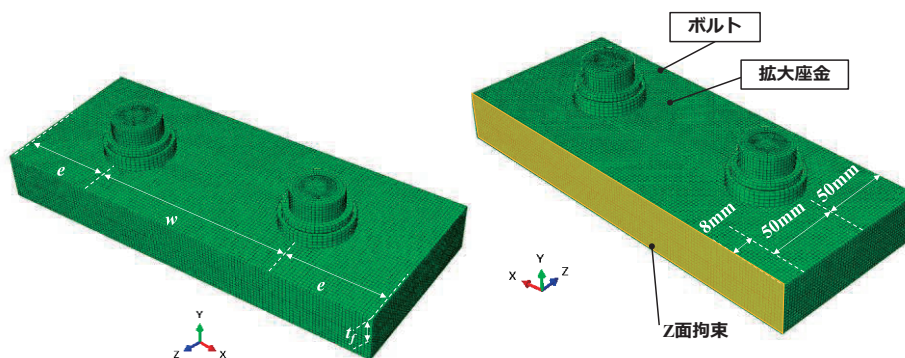
2）継手フランジ板厚が小さいと，作用力が小さい段階でてこ反力が発生する．このため，新すべり耐力式では，継手フランジ板厚が大きい継手より，小さい継手の方が設計すべり耐力が大きくなる作用角範囲が存在する．しかし，接触圧依存による摩擦係数を考慮したFEM解析では，継手フランジ板厚が小さい継手が大きい継手よりもすべり耐力が小さく，新すべり耐力式とは逆の傾向を示した．これは継手フランジ板厚が小さくなると，ボルト軸力導入時に接触面に発生する接触圧が大きくなり，接触面の摩擦係数が減少することが原因である．

3）2）の結果を受けて，てこ反力発生の要因となる継手フランジの面外曲げ剛性は低く維持しながらボルト軸力導入時の接触圧を下げる目的で，拡大座金を挿入した解析を実施した．継手フランジ板厚の小さい継手に拡大座金を挿入することで，継手フランジ板厚の大きい継手よりもすべり耐力は大きくなった．また，そのすべり耐力の上昇量は新すべり耐力式で予測されたものとほぼ同程度であった．

4）b寸法が大きいほどほどすべり耐力は大きくなる．これはb寸法が大きいほど，継手フランジに面外曲げが生じやすく，てこ反力が発生しやすいためである．しかし，使用限界モードがボルト降伏先行となる場合は接合部の耐力が低くなることに注意する必要がある．

5）a寸法が小さいとすべり耐力が低下する．これはa寸法が小さいと，てこ反力作用位置における接触圧が大きくなり，接触面間に発生する摩擦係数が減少するためである．このため，てこ反力をすべり耐力に寄与する成分として考慮するには，a寸法はある程度の大きさが必要になる．

6）軸力導入時の接触圧低減を目的に拡大座金を挿入する継手が，てこ反力を早期に発生させることを目的としてb寸法を大きくした継手よりも継手耐力の向上に効果的であることがわかった．拡大座金の挿入は「継手のコンパクト化」の観点からも有効な継手耐力向上手段であることが示された．

本研究で実施した解析では接合面が平坦な理想状態を想定しているが，実際の継手では溶接熱の影響により継手フランジに初期不整が生じる．この継手の初期不整がてこ反力に大きく影響することが知られており，本研究の新すべり耐力式にも影響すると考えられる．また，実構造で想定される孔ずれが新すべり耐力式に与える影響は解明できていない．今後は新すべり耐力式の実用性検証のために，初期不

付図１　軸力導入モデル

整や孔ずれを考慮した FEM 解析や構造実験に取り組む予定である．

謝辞

本研究は，公益財団法人大畑財団の研究助成を受けて実施されたものです．ここに記して感謝申し上げます．

付録　拡大座金の形状決定

継手フランジ板厚 16mm と継手フランジ板厚 22mm でボルト軸力導入時の接触圧を同程度にするため，継手フランジ板厚 16mm のケースで座金―継手フランジ間に挿入する拡大座金の形状について検討を行った．

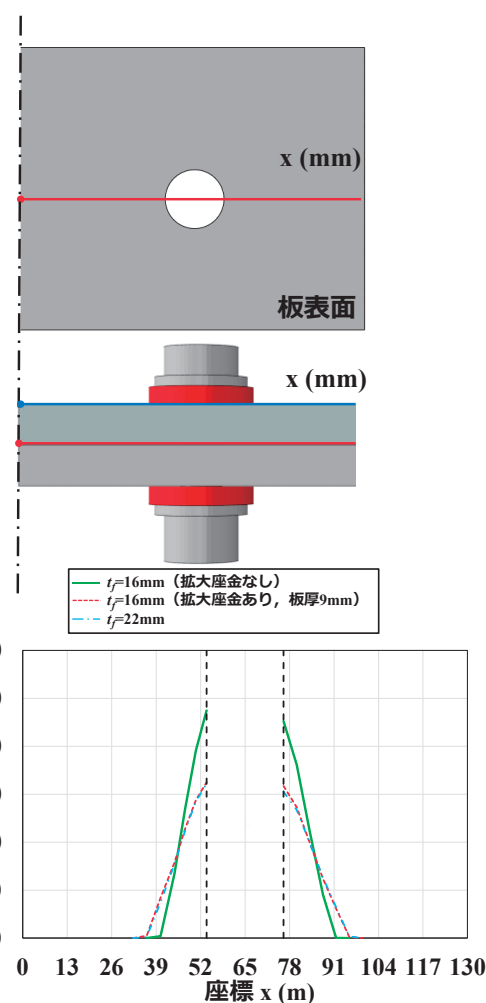
付図 1 に解析モデルを示す．本研究で対象とした継手と同じ継手長の板を 2 枚作成し，X-Y 面に対称条件を与え，軸力導入モデルとした．このモデルを用いて，軸力導入時の継手フランジ間の接触圧を確認した．

付図 2 に継手モデルの接触圧分布を示す．付図 2 には併せて接触圧分布の抽出箇所示した．接触圧分布は接合面表面の接触圧分布を計測した．付図 2 より，拡大座金板厚を 9mm とすることで，継手フランジ板厚 16mm で継手フランジ板厚 22mm と同等の接触圧を得られることがわかった．また，継手フランジの面外曲げ剛性の向上になるべく寄与しないように，拡大座金の外径はなるべく小さくする方針とし，22mm 板厚と同じ接触圧分布が確保できる外径の最小値として 45mm を設定した．

付図２　軸力導入モデルの接触圧分布

参考文献

[1]　日本鋼構造協会：橋梁用高力ボルト引張接合設計指針，2004.

[2]　仲威雄，吉本昌一： 2092 高張張ボルト接合に関する研究：引張とせん断を同時にうける接合部実験（構造），日本建築学会論文報告集，第 66 号, pp.577-580，1960.

[3]　井上智晶，青木博文，青田晃治，寺門三郎：建築構造用 590Nmm2 級高張力鋼の高力ボルト摩擦接合部におけるすべり耐力，日本建築学会，構造工学論文集 Vo.40B，pp.517-526，1994.

[4]　日本道路協会：道路橋示方書・同解説書，II 鋼橋・鋼部材編，2017. 11

[5] 日本建築学会：鋼構造接合部設計指針，2007.
[6] 杉本悠真，加藤創士，菊池領真，金優奈：すべり耐力式改良による引張とせん断を受ける高力ボルト継手のコンパクト化，土木学会第78回年次学術講演会公演概要集，I-273，2023.
[7] Soshi Kato, Yuma Sugimoto, Hiroshi Onishi: Slip strength improvement of high-strength bolted joints subjected to shear and tension with FEM, Proceedings of the 12th International Symposium on Steel Structures, pp.283-286, 2023.
[8] 東清三郎，熊井隆：添板摩擦面にアルミ溶射を施した高力ボルト摩擦接合部の平均接触圧と摩擦係数に関する研究，鋼構造論文集，第23巻，第90号，pp. 117-131，2016.
[9] 森猛，網谷岳夫，内田大介：高力ボルト摩擦接合継手のすべり係数に対するボルト軸力の影響，土木学会論文集 A1，Vol.75，No.1，pp.58-66，2019.
[10] 佐倉亮，杉本悠真，酒井武志，山口隆司，北根安雄，三ツ木幸子：締付け軸力と試験前軸力の違いが高力ボルト摩擦接合継手の無機ジンクリッチペイントのすべり抵抗特性に与える影響，土木学会，構造工学論文集，Vol69A，pp.442-450，2023.
[11] 加藤勉，田中敦夫：高力ボルト引張接合に関する実験的研究：その2，単純引張力をうける接合部の性状，日本建築学会論文報告集，No.147, pp33-41, 1968.
[12] 日本建築学会：建築工事標準示方書・同解説書 JASS6 鉄骨工事，2018.
[13] 日本規格協会：摩擦接合用高力ボルト・六角ナット・平座金のセット，JIS B 1186 : 2013, 2013.
[14] 杉本悠真，山口隆司：スプリットティー継手における FEM 解析のベンチマークモデルの検討，鋼構造論文集，第 29 巻，第 115 号，日本鋼構造協会， pp. 65-79， 2022.
[15] 日本鋼構造協会：鋼橋の合理化構造・設計法研究委員会/合理化構造・設計委員会：鋼橋の強度設計の合理化，JSSC テクニカルレポート No.98，2013.
[16] 玉越隆史，石尾真里，横井芳輝，山崎健二郎，水口知樹：高力ボルト摩擦接合のボルト軸力導入に着目した解析モデルに関する研究，鋼構造論文集，第 21 巻 第 84 号，日本鋼構造協会，pp95-110，2014.
[17] 高井俊和, 森山仁志, 山口隆司，山本佑大：1 面摩擦高力ボルト摩擦接合継手の荷重作用時の面外変形に注目した力学的挙動に関する解析的研究， 構造工学論文集，Vol. 64A，pp. 636–649, 2018.
[18] 杉本悠真，山口隆司：3 次元 FEM 解析を用いた高力ボルトスプリットティー継手の降伏耐力式の提案，鋼構造論文集，第 27 巻，第 108 号,，日本鋼構造協会，pp. 67-81，2020.
[19] 岩崎充，増田陳紀，西脇威夫，武井将史：T 継手における 2 次元数値解析モデルの解析精度，土木学会第 57 回年次学術講演会，2002.

（2024 年 11 月 5 日原稿受理）